

На правах рукописи

Хайрулин Сергей Масхутович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЖАРОВЫХ ТРУБ И  
ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НА ВЫХОДЕ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ  
КАМЕР СГОРАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Специальность: 05.04.12 - Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2004

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет” на кафедре “Турбинные двигатели и установки”.

Научный руководитель: доктор технических наук,  
профессор Рассохин Виктор Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Рундыгин Юрий Александрович

кандидат технических наук,  
доцент Митрофанов Валерий Александрович

Ведущая организация: ОАО "НПО ЦКТИ" (г. Санкт-Петербург)

Защита состоится 7 декабря 2004 г. в 16 час. на заседании диссертационного Совета Д 212.229.06 при ГОУ ВПО “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет” по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, Главное здание, ауд. 225.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ “СПбГПУ”.

Автореферат разослан 4 ноября 2004 г.

Ученый секретарь  
диссертационного Совета  
доктор технических наук, профессор

Н.Н. Кортиков

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Согласно прогнозам специалистов, в течение всего наступившего столетия органические виды топлива будут играть определяющую роль в выработке электрической и тепловой энергии во всем мире. При этом зарубежный и российский опыт показывает, что по технико-экономическим показателям альтернативы использованию топлива в комбинированных парогазовых установках сегодня нет и в ближайшие 30 лет не предвидится. В связи с этим в настоящее время наблюдается рост потребностей в высокоэффективных газотурбинных установках (ГТУ). Основным направлением по повышению эффективности ГТУ остается увеличение температуры газа на входе в турбину. Нынешний уровень температур газов перед турбинами 1100-1400°C повысится у разрабатываемых ГТУ до 1500°C.

В связи с повышением температуры газа перед турбиной актуальными остаются вопросы охлаждения жаровых труб (ЖТ) камер сгорания (КС) и получения температурного поля газа за КС с заданными характеристиками.

Существующие методы расчета температуры стенок ЖТ и оценки неравномерности температурного поля перед турбиной базируются на еще недостаточных опытных данных и не могут гарантировать получения достоверных результатов. Поэтому представляется актуальной разработка методов расчета, позволяющих уже на стадии проектирования ГТУ достаточно точно прогнозировать такие характеристики, как тепловое состояние стенки ЖТ, радиальный профиль и неравномерность температурного поля газа перед турбиной. С помощью таких методик можно значительно сократить трудоемкий и дорогостоящий процесс создания и доводки ГТУ. Кроме того, такие методики можно использовать для совершенствования рабочих характеристик уже работающих ГТУ, повышения их эксплуатационной надежности и ресурса.

### Цель работы и задачи исследований:

Основная цель диссертационной работы заключается в улучшении рабочих характеристик (теплого состояния ЖТ и температурного поля газа на выходе) камер сгорания трубчато-кольцевого типа энергетических газотурбинных установок. Достижение поставленной цели связано с выполнением следующих задач:

1. Экспериментальное изучение влияния параметров рабочего процесса и конструктивных особенностей КС, а также вида топлива на тепловое состояние стенки ЖТ и характеристики температурного поля газа за КС.
2. Совершенствование методики расчета теплового состояния стенки ЖТ со струйно-заградительной системой охлаждения.
3. Разработка методики оценки неравномерности температурного поля газа на выходе из КС.

4. Разработка рекомендаций и их практическое применение для совершенствования теплового состояния стенки ЖТ и температурного поля газа на выходе трубчато-кольцевой высокофорсированной КС энергетической ГТУ.

Научная новизна:

1. Исследовано влияние параметров рабочего процесса (температуры продуктов сгорания, коэффициента избытка воздуха, давления воздуха), вида топлива, а также конструктивных особенностей на тепловое состояние стенки ЖТ со струйно-заградительной системой охлаждения трубчато-кольцевой камеры сгорания энергетической ГТУ при натуральных и стендовых условиях работы.

2. На основе теоретического анализа и опытных исследований получена обобщенная зависимость для определения степени черноты пламени в камерах сгорания, работающих на жидких и газообразных углеводородных топливах.

3. На основе опытных данных уточнена эмпирическая формула по определению эффективной температуры излучения пламени применительно к исследованному типу камер сгорания.

4. Предложена усовершенствованная в части определения теплового излучения продуктов сгорания методика расчета теплового состояния стенки ЖТ со струйно-заградительной системой охлаждения, учитывающая влияние параметров рабочего процесса (температуры продуктов сгорания, коэффициента избытка воздуха, давления воздуха), вида топлива, а также конструктивных особенностей.

5. Исследовано влияние параметров рабочего процесса (коэффициента избытка воздуха, давления), вида топлива, а также конструктивных особенностей на температурное поле газа на выходе из трубчато-кольцевой КС энергетической ГТУ при натуральных и стендовых условиях работы.

6. Получена эмпирическая зависимость для оценки относительной неравномерности температурного поля газа на выходе из КС исследованного типа, отличающаяся тем, что учитывает влияние давления в КС, влияние каждого ряда струй первичного и вторичного воздуха а также относительное распределение воздуха между фронтальным устройством, охлаждающими, дожигающими и смесительными отверстиями ЖТ.

Достоверность результатов и справедливость разработанных методик основывается на: надежности экспериментальных данных, полученных независимо друг от друга на стенде и на действующей ГТУ и хорошо согласующихся между собой и с данными других исследований, опубликованными в печати; хорошей воспроизводимости результатов опытов; совпадении результатов расчетов с опытными данными.

Практическая ценность. Разработанные методики расчета позволяют достаточно точно прогнозировать тепловое состояние стенки ЖТ камеры сгорания, оценивать неравномерность температурного поля газа за КС,

благодаря чему можно сократить трудоемкий и дорогостоящий процесс создания и доводки ГТУ. Полученные экспериментальные зависимости создают основу для совершенствования рабочих характеристик камер сгорания ГТУ, повышения их эксплуатационной надежности и ресурса.

Личный вклад автора.

1. Подготовка и проведение опытов.
2. Обработка и анализ экспериментальных данных, получение эмпирических зависимостей.
3. Разработка программ и методик расчета.
4. Проведение расчетов и сравнение их с опытными данными.
5. Разработка и внедрение модернизированной конструкции ЖТ на энергетической газотурбинной установке ГТЭ-150.

Автор защищает:

1. Результаты экспериментальных исследований теплового состояния стенки ЖТ и температурного поля газа за КС, проведенных на стенде и на действующей ГТУ.
2. Предложенный метод и расчетные формулы по определению теплового состояния стенки ЖТ.
3. Предложенную методику оценки неравномерности температурного поля газа за КС.

Реализация результатов работы. На основе материалов настоящей работы филиалом ОАО «Силовые машины»- «ЛМЗ» в Санкт-Петербурге разработана и внедрена модернизированная конструкция ЖТ камеры сгорания энергетической газотурбинной установки ГТЭ-150. Материалы настоящей работы использовались при расчете камер сгорания для разрабатываемых филиалом ОАО «Силовые машины»- «ЛМЗ» в Санкт-Петербурге энергетических газотурбинных установок ГТЭ-180, ГТЭ-65.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы доложены и обсуждены: на VII Всероссийских туполевских чтениях студентов «Актуальные проблемы авиастроения» (Казань, 1996 г.); на XXXV Коллоквиуме по машиностроению «Turbomaschinen in Energieanlagen» (Дрезден, 2003 г.); на LI научно-технической сессии РАН по проблемам газовых турбин «Результаты и перспективы применения авиаприводных ГТУ и опыта их разработки в энергетике и промышленности» (Уфа, 2004 г.); на семинаре всероссийского научно-технического общества судостроителей ЦНИИ им. Крылова (Санкт-Петербург, 2004 г.); на семинарах научно-технического совета филиала ОАО «Силовые машины»- «ЛМЗ» в Санкт-Петербурге.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в четырех печатных работах и трех отчетах о НИР.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и рекомендаций, содержит 158 страниц текста, 65 рисунков, 10 таблиц и списка литературы из 92-х наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы и сформулированы цели диссертационной работы.

В первой главе приведен обзор современных методов охлаждения КС энергетических ГТУ: щелевого струйно-заградительного, пористого, эффузионного, импактного, импактно-эффузионного. Рассмотрено влияние основных факторов на тепловое состояние стенки ЖТ и характеристики температурного поля газа за КС. Проанализированы существующие методики расчета теплового состояния стенки ЖТ и характеристик температурного поля газа за КС.

В завершении главы на основании анализа литературных данных для достижения поставленных целей работы сформулированы следующие задачи исследований:

1. Экспериментальное изучение влияния параметров рабочего процесса и конструктивных особенностей КС, а также вида топлива на тепловое состояние стенки ЖТ и характеристики температурного поля газа за КС.

2. Совершенствование методики расчета теплового состояния стенки ЖТ со струйно-заградительной системой охлаждения.

3. Разработка методики оценки неравномерности температурного поля газа на выходе из КС.

4. Разработка рекомендаций и их практическое применение для совершенствования теплового состояния стенки ЖТ и температурного поля газа на выходе трубчато-кольцевой высокофорсированной КС энергетической ГТУ.

Во второй главе приводится описание объекта исследований, испытательного стенда, методика проведения испытаний на стенде и в составе энергетической ГТУ, методика обработки результатов испытаний.

Объектом исследований являлась трубчато-кольцевая противоточная высокофорсированная КС газотурбинной энергетической установки ГТЭ-150 производства Ленинградского металлического завода. Основные рабочие параметры КС представлены в табл. 1.

Таблица 1. Рабочие параметры камеры сгорания ГТЭ–150 на номинальном режиме при стандартных атмосферных условиях

Расход воздуха через камеру сгорания, кг/с	519
Давление воздуха перед камерой сгорания, МПа	1,25
Температура воздуха перед камерой сгорания, °С	387
Температура газа за камерой сгорания, °С	1100
Расход топлива на камеру сгорания, кг/с	11,22
Теплонапряженность сечения, Вт/(м <sup>2</sup> ·Па)	203
Расход распыливающего воздуха, кг/с	13,8
Давление распыливающего воздуха на выходе КПП, МПа	2,177
Температура распыливающего воздуха на выходе КПП, °С	100

Экспериментальная часть работы выполнена на стенде лаборатории камер сгорания ОАО «НПО ЦКТИ» и на действующей газотурбинной установке ГТЭ-150 на ГРЭС-3 МОСЭНЕРГО.

Стенд ОАО «НПО ЦКТИ» рассчитан на сжигание до 350 кг/ч жидкого топлива, при расходе воздуха до 30000 кг/ч и давлении до 0,3 МПа. Испытательный отсек сконструирован применительно к компоновочным решениям газотурбинной установки ГТЭ-150 и исследованию элементов КС, имеющих натурные размеры. В ходе работы было проведено 50 комплексных испытаний на стенде и 15 испытаний на действующей ГТУ. В опытах исследовались температура и состав продуктов сгорания по сечениям ЖТ (только на стенде), температурное поле на выходе из КС, температурное состояние стенки ЖТ. Было исследовано два варианта ЖТ, отличающихся распределением первичного, вторичного и охлаждающего воздуха по длине трубы (см. рис. 1).

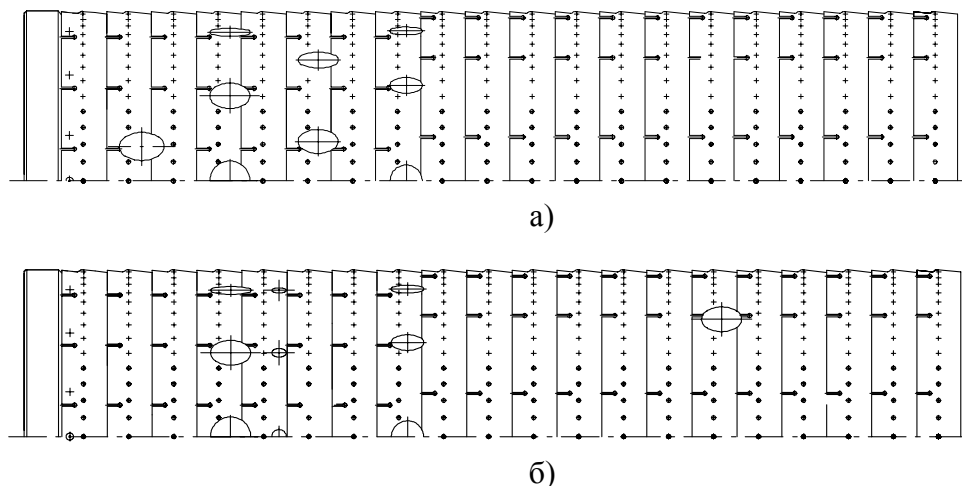


Рис. 1. Конструкции испытанных вариантов жаровых труб:  
а– исходная ЖТ (вариант №1); б– модернизированная ЖТ (вариант №2)

В третьей главе представлены результаты испытаний, их анализ и обсуждение.

Проведение опытов при различном давлении в КС (но при неизменной температуре воздуха, температуре продуктов сгорания и теплонапряженности) позволило установить влияние давления на характер выгорания дизельного топлива. Рост давления в камере приводит к некоторому снижению скорости сгорания топлива в головной ее части. Однако далее по ходу движения газов растущий темп выгорания компенсирует временное его торможение в начале процесса. Во всех случаях полнота сгорания жидкого топлива в пределах ЖТ составила не менее 99,9 %.

Результаты проведенных испытаний хорошо описываются полученной ранее в НПО ЦКТИ зависимостью полноты сгорания  $\eta_r$  в рассматриваемом

поперечном сечении ЖТ от давления, коэффициента избытка воздуха и расстояния от горелочного устройства:

$$\eta_{\Gamma} = \eta_{\Gamma}^* \bar{l}^{0,04 \bar{P}_{KC} / \alpha}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха в рассматриваемом поперечном сечении ЖТ;  $\bar{P}_{KC} = P_{KC} / P_a$ ;  $P_a = 101325$  кПа – нормальное атмосферное давление;  $\bar{l} = l / l_{0,99}$  – относительное расстояние от среза форсунки до рассматриваемого сечения;  $l$  – расстояние от среза форсунки до рассматриваемого сечения;  $l_{0,99}$  – длина зоны выгорания факела, за которую принято расстояние от среза форсунки до сечения, в котором полнота сгорания составляет  $\eta_{\Gamma}^* = 99\%$ .

Зависимость (1) далее используется в разработанной методике расчета теплового состояния стенки жаровой трубы.

Натурные испытания исходного варианта ЖТ показали, что радиальный профиль температуры газа на выходе из КС имеет выпуклый профиль с максимумом примерно на середине высоты сечения газосборника (см. рис. 2). Относительная неравномерность температурного поля газа за КС составляет от 35 до 38 % (см. рис. 3). Величина относительной радиальной неравномерности  $\theta$  рассчитывалась по формуле:

$$\theta = \frac{t_{\Gamma \text{ макс}} - t_{\Gamma \text{ ср}}}{t_{\Gamma \text{ ср}} - t_{\text{в}}} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где  $t_{\Gamma \text{ макс}}$  – максимальная измеренная температура продуктов сгорания;  $t_{\Gamma \text{ ср}}$  – среднемассовая температура продуктов сгорания;  $t_{\text{в}}$  – температура воздуха на входе в КС.

Анализ конструктивных характеристик жаровой трубы и результатов гидравлического расчета позволил определить причины столь высокой неравномерности. Для устранения этих причин необходимо было изменить распределение охлаждающего и дожигающего воздуха. В связи с этим был проведен расчетный анализ ряда вариантов модернизации ЖТ камеры сгорания с использованием методики, представленной в четвертой главе рассматриваемой диссертации. Для модернизации существующей конструкции ЖТ был выбран наиболее оптимальный вариант (см. рис. 1).

Проведенные стендовые и натурные испытания показали (см. рис. 2), что КС с модернизированной ЖТ (вариант №2) имеет значительно более равномерный и менее выпуклый радиальный профиль по сравнению с исходной (вариант №1). Относительная радиальная неравномерность температурного поля газа за модернизированной КС на всех режимах примерно в 2 раза ниже, чем за исходной и не превышает 20% на номинальном режиме (см. рис. 3).

При анализе экспериментальных данных рассматривалось влияние на температурное поле газа следующих факторов: отношения скоростных напоров втекающих струй и основного потока горячего газа  $\rho_{\text{в}} W_{\text{в}}^2 / \rho_{\Gamma} W_{\Gamma}^2$ , длины пути



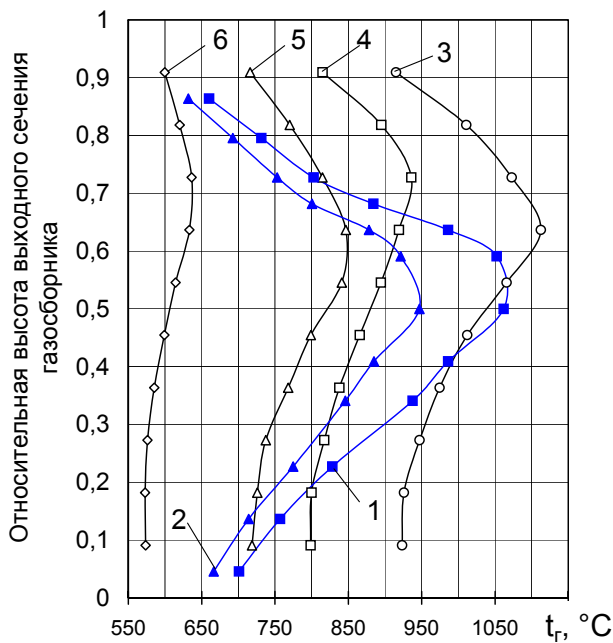


Рис. 2. Радиальные эпюры температурного поля газа за КС при натурных испытаниях на различных режимах: 1, 2 – исходная ЖТ (вариант №1); 1 –  $\alpha = 4,7$ ,  $t_{r\text{ ср}} = 865$  °C; 2 –  $\alpha = 5,7$ ,  $t_{r\text{ ср}} = 784$  °C; 3, 4, 5, 6 – модернизированная ЖТ (вариант №2); 3 –  $\alpha = 4,2$ ,  $t_{r\text{ ср}} = 996$  °C; 4 –  $\alpha = 4,9$ ,  $t_{r\text{ ср}} = 861$  °C; 5 –  $\alpha = 5,9$ ,  $t_{r\text{ ср}} = 775$  °C; 6 –  $\alpha = 9,1$ ,  $t_{r\text{ ср}} = 603$  °C

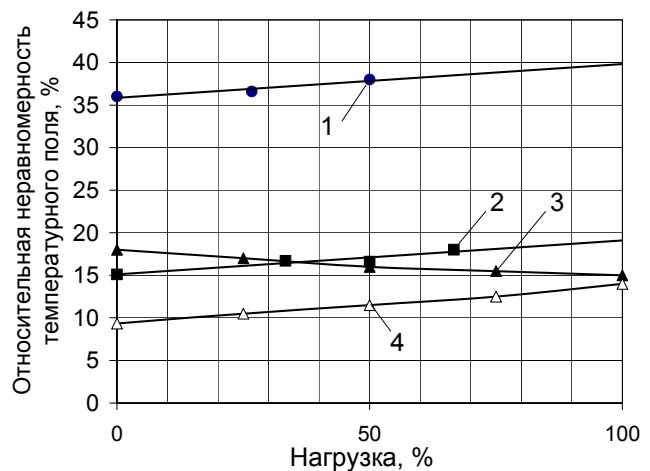


Рис. 3. Зависимость относительной радиальной неравномерности температурного поля газа за КС от нагрузки: 1, 2 – натурные испытания на дизельном топливе исходной (вариант №1) и модернизированной (вариант №2) ЖТ соответственно; 3, 4 – стендовые испытания модернизированной ЖТ (вариант №2) на дизельном топливе и природном газе соответственно

перемешивания  $S/d_{\text{отв}}$ , коэффициента избытка воздуха, давления в КС. В проводившихся опытах угол ввода струи не изменялся и составлял 90°. Форма отверстий также не изменялась.

Аппроксимация опытных данных дала следующую зависимость относительной неравномерности температурного поля газа за КС от основных конструктивных и режимных параметров:

$$\theta = A \alpha^{-0,2} \bar{P}_{\text{КС}}^{0,23} \left( \frac{G_{\text{фр}}}{G_{\text{в}}} \right)^{-1,35} \left( \frac{G_{\text{охл}}}{G_{\text{в}}} \right)^{0,9} \sum_{i=1}^n \left[ \left( 1 - \frac{H_i}{R_{\text{ЖТ}}} \right)^{0,7} \left( \frac{S_i}{d_{\text{отв}i}} \right)^{-0,6} \frac{G_{\text{отв}i}}{G_{\text{в}}} \right], \quad (3)$$

где  $A=1,3$  для дизельного топлива;  $A=1,1$  для газообразного топлива;  $G_{\text{фр}}$  – расход воздуха через фронтное устройство;  $G_{\text{охл}}$  – расход воздуха через охлаждающие отверстия;  $G_{\text{отв}i}$  – расход воздуха через  $i$ -й ряд дожигающих отверстий;  $G_{\text{в}}$  – общий расход воздуха через КС;  $S_i$  – длина пути перемешивания  $i$ -го ряда отверстий (расстояние от оси отверстий до выходного сечения ЖТ);  $d_{\text{отв}i}$  – диаметр отверстий  $i$ -го ряда;  $H_i/R_{\text{ЖТ}}$  – относительная глубина проникновения струй, рассчитывалась по формуле

$$\frac{H_i}{R_{\text{ЖТ}}} = 1,25 \cdot \frac{d_{\text{отв.}i}}{R_{\text{ЖТ}}} \cdot \frac{G_{\text{Г}}}{G_{\text{Г}} + G_{\text{отв.}i}} \cdot \left( \frac{\rho_{\text{В}} \cdot W_{\text{отв.}i}^2}{\rho_{\text{Г}} \cdot W_{\text{Г}}^2} \right)^{0,5}, \quad (4),$$

где  $H_i$  – глубина проникновения оси струи, м;  $R_{\text{ЖТ}}$  – радиус жаровой трубы;  $G_{\text{отв.}i}$  – расход воздуха через отверстия  $i$ -го ряда;  $W_{\text{отв.}i}$  – скорость воздуха в отверстиях  $i$ -го ряда;  $G_{\text{Г}}$  – расход газа в данном сечении;  $W_{\text{Г}}$  – скорость газа в данном поперечном сечении ЖТ;  $\rho_{\text{Г}}$  – плотность газа;  $\rho_{\text{В}}$  – плотность воздуха.

Отличительной особенностью предлагаемой зависимости является то, что она учитывает влияние распределения воздуха по отверстиям ЖТ: относительный расход воздуха через фронтное устройство, на охлаждение, а также влияние каждого ряда струй первичного и вторичного воздуха.

Формула (3) дает хорошее совпадение с опытными данными (см. рис. 4) для обоих исследованных вариантов ЖТ как при натуральных, так и при стендовых испытаниях. Значительные расхождения зависимость (3) дает только для стендовых испытаний КС на дизельном топливе на малых нагрузках из-за влияния «коллекторного эффекта».

Измерения заброса температуры газа перед турбиной в момент зажигания

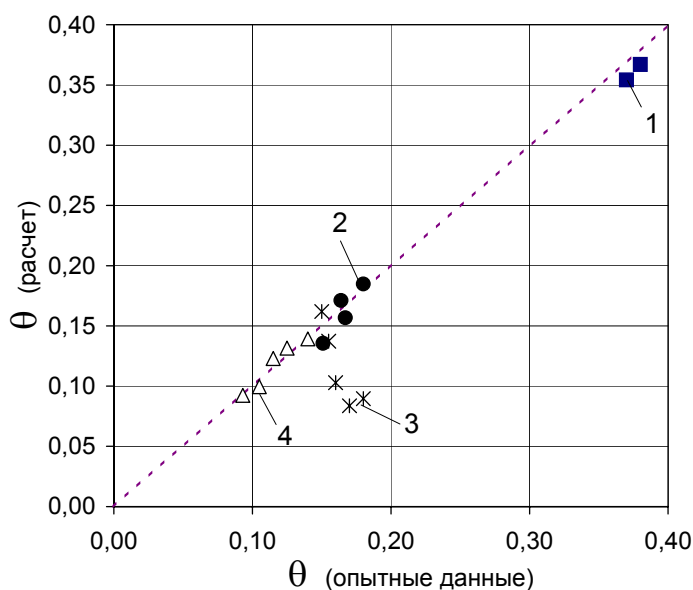


Рис. 4. Сравнение рассчитанных по формуле (3) значений неравномерности температурного поля за КС, с опытными данными: 1– натурные испытания ЖТ №1 на дизельном топливе; 2– натурные испытания ЖТ №2 на дизельном топливе; 3– стендовые испытания ЖТ №2 на дизельном топливе; 4– стендовые испытания ЖТ №2 на природном газе

при натуральных испытаниях показали, что уровень заброса температуры газа перед турбиной в исходной КС составляет  $680^{\circ}\text{C}$ , а в модернизированной –  $570^{\circ}\text{C}$ , т.е. на  $110^{\circ}\text{C}$  ниже.

Влияние температуры газа на температуру стенки ЖТ представлено на рис. 5. Видно, что с ростом температуры газа пропорционально растет и температура стенки. При этом характер её распределения по длине остается неизменным.

Влияние вида топлива на температуру стенки ЖТ представлено на рис. 6. Рассматривая распределение температуры стенки ЖТ при стендовых испытаниях на природном газе, можно

сказать, что характер её изменения по длине ЖТ тот же что и при испытаниях на дизельном топливе. Наиболее горячей является также вторая обечайка.

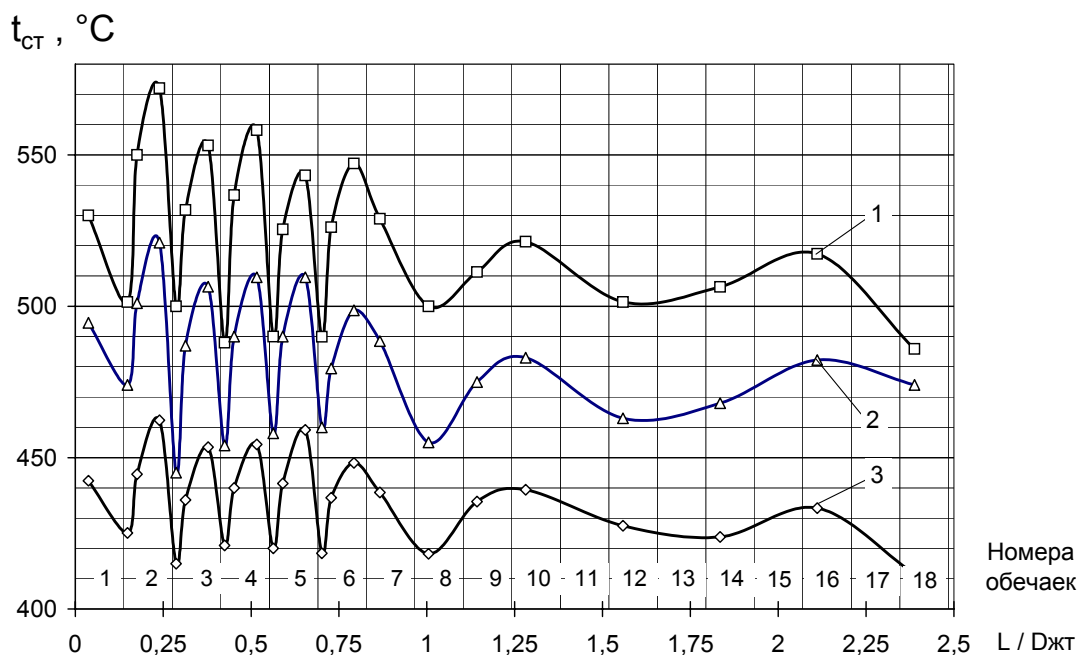


Рис. 5. Распределение температуры стенки вдоль ЖТ (вариант №2) при различной температуре газа на выходе. Стендовые испытания на дизельном топливе.  $P_B = idem = 137$  кПа,  $t_B = idem = 370$  °С. 1–  $t_{r\ cp} = 1062$  °С,  $U_F = 218$  Вт/(м<sup>2</sup>·Па); 2–  $t_{r\ cp} = 912$  °С,  $U_F = 135$  Вт/(м<sup>2</sup>·Па); 3–  $t_{r\ cp} = 772$  °С,  $U_F = 109$  Вт/(м<sup>2</sup>·Па).

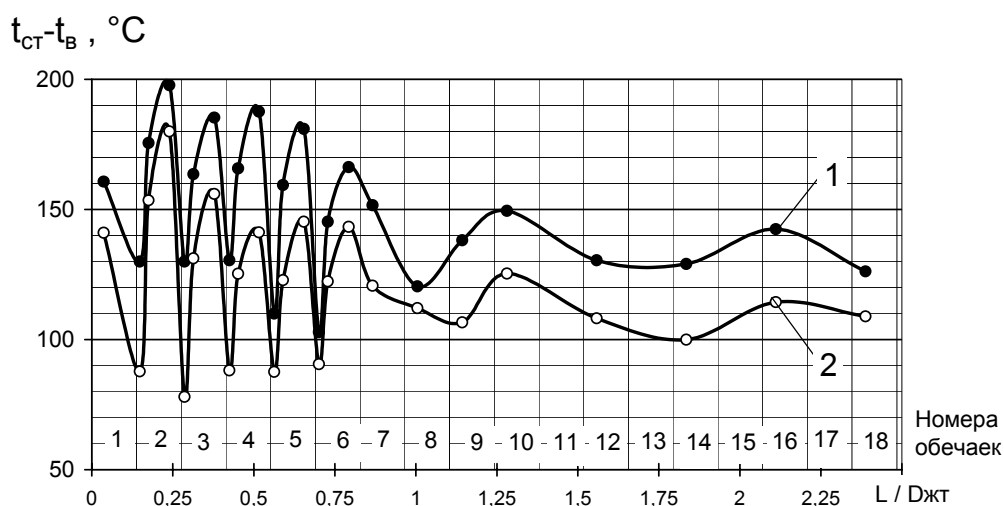


Рис. 6. Влияние вида топлива на температуру стенки ЖТ (вариант №2) при стендовых испытаниях: 1– дизельное топливо,  $t_{r\ cp} = 1093$  °С,  $t_B = 380$  °С,  $P_B = 194$  кПа,  $U_F = 205$  Вт/(м<sup>2</sup>·Па); 2– топливо-природный газ,  $t_{r\ cp} = 1127$  °С,  $t_B = 390$  °С,  $P_B = 186$  кПа,  $U_F = 194$  Вт/(м<sup>2</sup>·Па).

Однако видно, что температура стенки ЖТ при работе на природном газе заметно ниже, чем на дизельном топливе.

Обобщение результатов испытаний, полученных на стенде и в составе ГТУ, показало, что с ростом давления в КС избыточная температура стенки ЖТ

растет пропорционально  $P_{КС} \left( \frac{0,112}{P_{КС}} \right)^{0,53}$ .

Сравнивая распределение избыточной температуры стенки по длине ЖТ двух вариантов на одинаковых режимах (см. рис. 7), можно сделать вывод, что модернизированный вариант ЖТ (вариант №2) имеет меньшую максимальную температуру стенки, меньший градиент температуры, более равномерное распределение температуры по длине ЖТ.

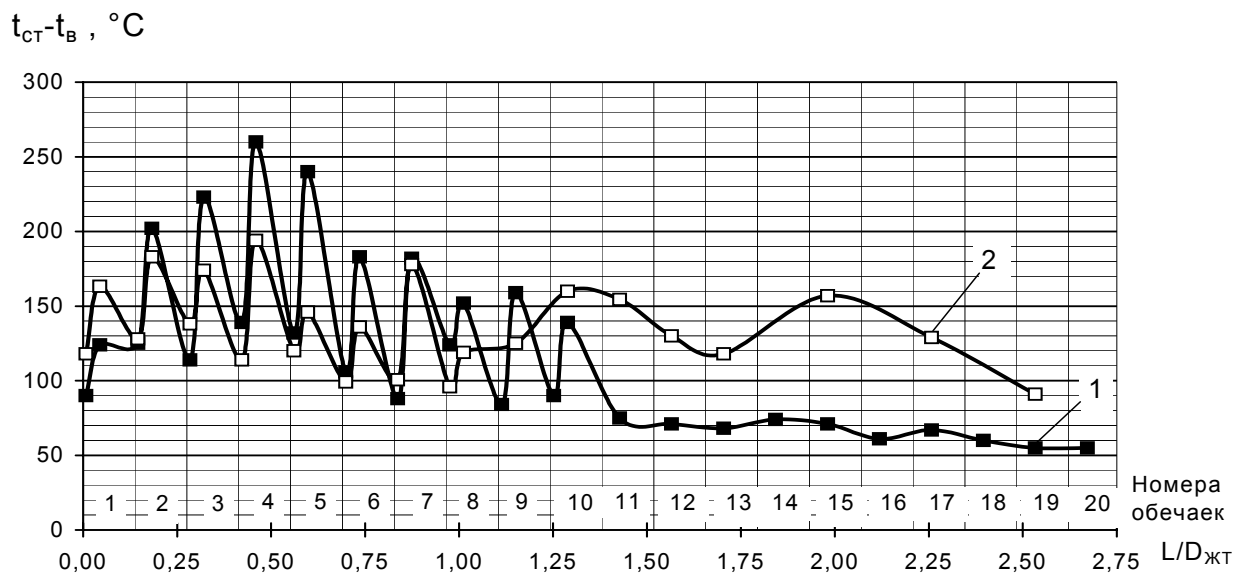


Рис. 7. Сравнение двух вариантов жаровой трубы по избыточной температуре стенки при натуральных испытаниях на дизельном топливе: 1– ЖТ вариант №1,  $t_{г\text{ ср}} = 990\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{в} = 367\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; 2– ЖТ вариант №2,  $t_{г\text{ ср}} = 950\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{в} = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$

В четвертой главе на основе анализа современного состояния теории теплообмена и полученных экспериментальных данных предложены расчетные формулы для определения таких характеристик, как концентрация сажи в рассматриваемом поперечном сечении ЖТ, коэффициент ослабления луча сажистыми частицами, степень черноты факела, коэффициент макронеравномерности температуры, коэффициент микронеравномерности температуры, эффективная температура излучения факела. Представлена усовершенствованная методика расчета теплового состояния стенки ЖТ.

Тепловое состояние стенки ЖТ определяется закономерностями подвода к ней и отвода от неё теплоты. Учитывая, что перенос теплоты в стенке в окружном и продольном направлениях теплопроводностью пренебрежимо мал, для элемента стенки в каждом поперечном сечении ЖТ можно записать уравнение теплового баланса:

$$q_{1л} + q_{1к} = q_{2л} + q_{2к}, \quad (5)$$

где  $q_{1л}$  и  $q_{1к}$  – лучистый и конвективный тепловые потоки от газа, воспринятые стенкой ЖТ;  $q_{2л}$  – лучистый тепловой поток от стенки ЖТ, воспринятый стенкой корпуса КС;  $q_{2к}$  – конвективный тепловой поток от стенки ЖТ к воздуху в кольцевом канале.

Определение теплового состояния стенки заключается в нахождении всех составляющих уравнения теплового баланса и решении его относительно температуры стенки.

Значительное влияние на тепловое состояние стенки ЖТ оказывает тепловое излучение пламени. При расчете температуры стенки важно правильно определить влияние конструктивных особенностей и рабочих параметров процесса в КС на лучистый тепловой поток от продуктов сгорания.

При расчете лучистой составляющей теплового потока воспринятой стенкой ЖТ с внутренней стороны использовались материалы исследований, выполненных в ЦКТИ, которые были уточнены и обобщены на основе проведенных опытов.

Лучистый тепловой поток от продуктов сгорания в рассматриваемом сечении ЖТ, воспринятый стенкой  $q_{1л}$  определяется по известной формуле:

$$q_{1л} = \sigma_0 \cdot \varepsilon_{ст.эф} \cdot \varepsilon_r \cdot (T_{г.эф}^4 - T_{ст.1}^4), \quad (6)$$

где  $\sigma_0 = 5,729 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) – постоянная Стефана–Больцмана (экспериментальное значение);  $T_{ст.1}$  – температура стенки с внутренней стороны ЖТ, К;  $T_{г.эф}$  – эффективная температура продуктов сгорания, К;  $\varepsilon_{ст.эф}$  – эффективная степень черноты поверхности стенки ЖТ, обращенной к пламени;  $\varepsilon_r$  – степень черноты газа (продуктов сгорания).

Полусферическая интегральная степень черноты газа в рассматриваемом сечении ЖТ  $\varepsilon_r$  на некоторой эффективной длине пути луча  $S_{эф}$  может быть определена по формуле:

$$\varepsilon_r = 1 - \exp(-\kappa), \quad (7)$$

где  $\kappa = (K_c + K_r) \cdot S_{эф}$  – оптическая толщина (плотность) излучающей среды;  $K_c$  – коэффициент ослабления луча сажистыми частицами в рассматриваемом сечении ЖТ;  $K_r$  – коэффициент ослабления луча трёхатомными газами (СО<sub>2</sub> и Н<sub>2</sub>О) в рассматриваемом сечении ЖТ.

Коэффициент  $K_r$  можно определить с помощью известных номограмм Х. Хоттеля, Х. Мангельсдорфа и В. Смита, составленных для нахождения степени черноты несветящихся газов.

Основные трудности при определении степени черноты газа связаны с нахождением коэффициента  $K_c$ . Ранее установлено, что коэффициент ослабления луча сажистыми частицами пропорционален их концентрации на рассматриваемой длине пути луча (толщине излучающего слоя):

$$K_c = A \cdot C_C, \quad (8)$$

где  $A$  – коэффициент пропорциональности, называемый эффективным сечением ослабления, м<sup>2</sup>/кг;  $C_C$  – массовая концентрация частиц сажи в рассматриваемом сечении ЖТ, кг/м<sup>3</sup>.

Экспериментальные исследования позволили вывести эмпирическую зависимость для определения массовой концентрации частиц сажи в некотором поперечном сечении ЖТ:

$$C_c = \frac{0,354 \bar{P}_{\text{КС}} \cdot \left(\frac{C}{H}\right)^2}{L_0 \cdot \alpha \cdot T_r} \cdot [4,88(1 - \eta_r) + 0,2 \cdot \bar{l}], \quad (9)$$

где  $L_0$  – стехиометрический коэффициент топлива;  $C$ ,  $H$  – массовое содержание в топливе углерода и водорода соответственно,  $T_r$  – среднемассовая температура газа в рассматриваемом поперечном сечении ЖТ. Зависимость (9) справедлива для жидких и газообразных углеводородных топлив.

Измерения интенсивности излучения пламени в КС позволили вывести расчетное выражение для эффективного сечения ослабления:

$$A = 0,219 T_r^{1,09}. \quad (10)$$

Таким образом, с учетом (8), (9), (10), формула для определения коэффициента ослабления луча сажистыми частицами принимает вид:

$$K_c = 7,75 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{T_r^{0,09} \cdot \bar{P}_{\text{КС}} \cdot \left(\frac{C}{H}\right)^2}{L_0 \cdot \alpha} \cdot [4,88(1 - \eta_r) + 0,2 \cdot \bar{l}]. \quad (11)$$

При расчете лучистого теплового потока целесообразно пользоваться эффективной температурой излучения пламени (продуктов сгорания). Под эффективной температурой излучения пламени будем понимать равномерную температуру некоторого идеализированного пламени, излучающие (поглощающие) компоненты которого распределены равномерно, а интенсивность излучения на некоторой длине луча равна интенсивности излучения реального пламени на той же длине луча в рассматриваемом направлении. Причем поглощательная способность идеализированного и реального пламени на упомянутой длине луча одинакова.

Следуя разработанной в НПО ЦКТИ методологии инженерного расчета теплового излучения продуктов сгорания в высокофорсированных топочных устройствах, представим формулу для вычисления эффективной температуры излучения  $T_{\text{г.эф}}$  в виде:

$$T_{\text{г.эф}} = \Xi \cdot \xi \cdot T_r. \quad (12)$$

Здесь  $\Xi$  и  $\xi$  – функции, отражающие влияние неравномерности температурного поля газа в рассматриваемом сечении на эффект его теплового излучения.

Функция  $\Xi$ , называемая коэффициентом макронеравномерности температуры, учитывает влияние изменения температуры по радиусу ЖТ. Для расчета коэффициента макронеравномерности предлагается следующая формула, полученная на основании стендовых испытаний, проведенных в НПО ЦКТИ и расчетно-аналитических исследований:

$$\Xi = \frac{10}{9 + (\kappa \cdot T_r / T_b)^{0,1}}, \quad (13)$$

где  $T_b$  – температура воздуха на входе в КС.

Смысл уравнения (13) заключается в том, что свойственное камерам сгорания падение температуры газа в пристенных областях обуславливает поглощение ими лучистой энергии, испускаемой центральными высокотемпературными участками пламени. Этот эффект возрастает с увеличением оптической плотности продуктов сгорания и градиента температуры на границе факела, о котором можно судить по отношению  $T_r / T_b$ .

Функция  $\xi$ , называемая коэффициентом микронеравномерности температуры, учитывает влияние собственно процесса горения топлива в ЖТ, а также пульсационные явления. В объёме ЖТ встречаются микрозоны с коэффициентами избытка воздуха  $\alpha=1$  и  $\alpha=\infty$ . Соответственно и горение в этих микрозонах происходит при температурах, значительно отличающихся от  $T_r$ .

Экспериментальные исследования позволили вывести формулу для коэффициента микронеравномерности:

$$\xi = 1 + k(1 - \eta_r) \cdot \frac{T_r^{\alpha=1} - T_r}{T_r}, \quad (14)$$

где  $T_r^{\alpha=1}$  – температура продуктов сгорания, подсчитанная при  $\alpha=1$ ;  $k$  – коэффициент ( $k=0,4$  при  $\alpha \leq 1$ ;  $k=0,25$  при  $\alpha > 1$ ).

Множитель  $(1 - \eta_r)$  в формуле (14) характеризует относительное число возможных микрозон с повышенной температурой  $T_r^{\alpha=1}$ . В сечениях ЖТ, где горение завершилось ( $\eta_r=1$ ), эти зоны отсутствуют. Чем ближе рассматриваемое сечение к форсунке, чем больше давление в КС и ниже температура воздуха, тем выше значение  $(1 - \eta_r)$ , тем больше образуется, при прочих одинаковых условиях, микрозон с повышенной температурой.

Множитель  $\frac{T_r^{\alpha=1} - T_r}{T_r}$  характеризует относительную разность максимальной и

средней температур. Ясно, что рост  $\frac{T_r^{\alpha=1} - T_r}{T_r}$  должен привести к росту  $\xi$ .

Расчет конвективного теплового потока с внутренней стороны ЖТ сводится к нахождению параметров газа в пристенном пограничном слое огневой стороны обечайки. В основу соотношений для определения параметров газа в пристенной зоне положен экспериментальный факт автомодельности (подобия) профилей избыточных скоростей и температур в зоне смешения двух потоков – относительно холодного воздуха, поступающего через зазоры между обечайками, и основного потока газа. В методике используются расчетные уравнения для определения скорости и температуры на границе пристенного



теплового пограничного слоя, полученные ранее в ЦИАМ в специальных исследованиях по струйно-заградительному охлаждению.

В пятой главе представлены результаты расчета теплового состояния стенки ЖТ по предложенной методике на различных нагрузках и их сравнение с опытными данными.

С помощью предлагаемой методики была проведена расчетная проработка различных вариантов ЖТ. Целью данной проработки являлся поиск такого варианта ЖТ, который при сохранении основных размеров существующей конструкции (диаметр, длина, размеры обечаек) позволил бы улучшить рабочие характеристики КС (равномерность температурного поля газа за КС, тепловое состояние стенки ЖТ, заброс температуры газа перед турбиной при зажигании). На основе проведенной проработки был выбран вариант модернизации ЖТ (вариант №2), который впоследствии был испытан на стенде и в составе ГТУ. На рис. 8 представлены расчетные характеристики этого варианта и их сравнение с результатами натурных испытаний.

Проведенный анализ показал, что предлагаемая расчетная модель адекватно отражает физику процесса теплообмена и учитывает все важные конструктивные особенности объекта. Результаты расчета хорошо совпадают с опытными данными.

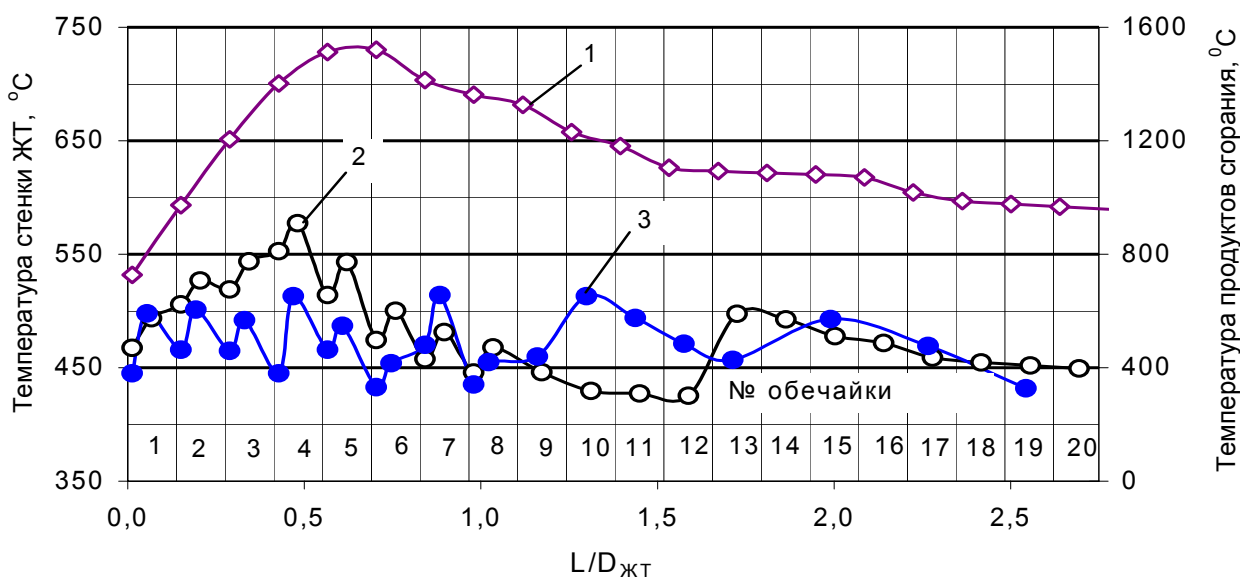


Рис. 8. Сравнение расчетов с результатами испытаний (жаровые трубы вариант №2, режим нагрузки 67%): 1– расчетная температура продуктов сгорания (среднемассовая); 2– расчетная температура стенки жаровой трубы с наружной стороны; 3– измеренная в опыте температура стенки жаровой трубы с наружной стороны



## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. На основе расчетов с помощью разработанных методик предложен вариант модернизации ЖТ трубчато-кольцевой камеры сгорания энергетической ГТУ, который при сохранении основных размеров существующей конструкции (диаметр, длина, размеры обечаек) позволил улучшить рабочие характеристики КС:

- снизить неравномерность температурного поля газа на выходе из КС с 38% до 20%;
- получить надежное зажигание КС с меньшим забросом температуры газа перед турбиной. Заброс температуры газа уменьшился с 680°C до 570°C;
- снизить температуру наиболее горячих обечаек в головной части жаровой трубы на 70...100°C;
- уменьшить градиент температуры по длине обечаек в 2 раза.

2. Исследовано влияние параметров рабочего процесса (температуры продуктов сгорания, коэффициента избытка воздуха, давления), вида топлива, а также конструктивных особенностей на тепловое состояние стенки ЖТ со струйно-заградительной системой охлаждения трубчато-кольцевой КС энергетической ГТУ. Получены опытные кривые распределения температуры стенки двух исследованных вариантов ЖТ при натуральных и стендовых испытаниях на различных режимах работы на дизельном топливе и природном газе. Получены опытные зависимости максимальной избыточной температуры стенки от температуры газа для двух исследованных вариантов ЖТ на дизельном и газообразном топливе в натуральных и стендовых условиях. Получена зависимость изменения избыточной температуры стенки ЖТ от изменения давления в КС в диапазоне от 100кПа до 1300 кПа.

3. Исследовано влияние параметров рабочего процесса (температуры продуктов сгорания, коэффициента избытка воздуха, давления) в трубчато-кольцевой КС и ее конструктивных особенностей, а также вида топлива на характеристики температурного поля газа на выходе из камеры. Получена эмпирическая зависимость для оценки относительной неравномерности температурного поля газа на выходе из КС исследованного типа. В диапазоне коэффициентов избытка воздуха  $\alpha=3...9$  и давления в КС до 1300 кПа относительное отклонение расчетных значений от опытных данных не превышает 10%.

4. На основе теоретического анализа и опытных исследований выведена обобщенная формула по определению степени черноты пламени в камерах сгорания, работающих на жидких и газообразных углеводородных топливах.

5. Уточнена формула по определению эффективной температуры излучения пламени применительно к исследованному типу камер сгорания.

Введенное уточнение позволяет на 10% повысить точность расчета температуры стенки ЖТ на участке с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha < 1$ .

6. Предложена усовершенствованная методика расчета теплового состояния стенки жаровой трубы со струйно-заградительной системой охлаждения. Проведенные сравнения расчетов с опытными данными показали, что в диапазоне температуры газа на выходе  $t_r = 650 \dots 1100^\circ\text{C}$  и давления в КС до 1300 кПа отклонение расчетных значений температуры стенки ЖТ от опытных не превышает 15%.

Основное содержание диссертационной работы изложено в следующих публикациях:

1. Ковылов Ю.Л., Цыганов А.М., Хайрулин С.М. Линия рабочих режимов в поле характеристики камеры сгорания ГТД//Актуальные проблемы авиастроения: Тез. докл. VII всероссийск. туполевские чтения студентов. – Казань: КазГТУ, 1996. – С.40.

2. Камера сгорания ГТЭ-150. Испытания на стенде ЦКТИ и освоение на ГРЭС-3 МОСЭНЕРГО/В.И.Антоновский, В.А.Асосков, А.П.Пеков, С.М.Хайрулин, С.В.Буртасов//Тр. ЦКТИ. – 2002. – Вып.284. – С.54–71

3. Pekow A., Chairulin S., Antonowsky W. Berechnung der Flammrohrtemperatur von Gasturbinenbrennkammern//Turbomaschinen in Energieanlagen: XXXV Kraftwerkstechnisches Kolloquium. – Dresden: Technische Universitaet Dresden, 2003. – Posterbeitrag P19

4. Рассохин В.А., Антоновский В.И., Хайрулин С.М. Определение теплового излучения пламени в камерах сгорания газотурбинных установок//Результаты и перспективы применения авиаприводных ГТУ и опыта их разработки в энергетике и промышленности: Тез. докл. LI науч.-техн. сессия по проблемам газовых турбин. – М.: ОАО «ВТИ», 2004. – С.99